

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平4-327055

(43) 公開日 平成4年(1992)11月16日

(51) Int.Cl.⁵

F 1 6 H 37/02
15/38

識別記号

A 8012-3 J
8009-3 J

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数1(全 5 頁)

(21) 出願番号 特願平3-119485

(22) 出願日 平成3年(1991)4月23日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 忍足 俊一

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

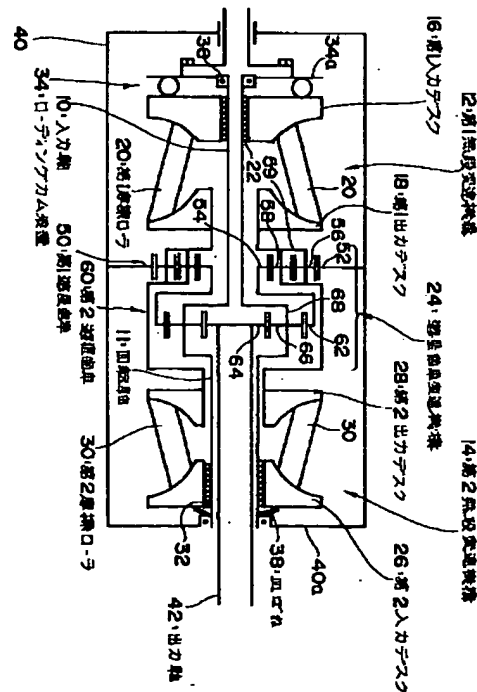
(74) 代理人 弁理士 宮内 利行

(54) 【発明の名称】 無段変速機

(57) 【要約】

【目的】 摩擦車式無段変速機構に遊星歯車変速機構を組み合わせることで、逆転から正転までの変速比を実現する。これにより、摩擦車式無段変速機構の変速比を制御することだけによって発進、前後進の切り換えを可能とする。

【構成】 第1無段変速機構12と第2無段変速機構14との間に第1遊星歯車50及び第2遊星歯車60から成る遊星歯車変速機構24が設けられる。第1遊星歯車50の第1インターナルギア52は静止部に固定されており、第1ピニオンキャリア59は第1及び第2無段変速機構の出力ディスク18、28と連結されており、第1サンギア54は第2遊星歯車60の第2インターナルギア62と連結されている。第2ピニオンキャリア68は入力軸10と連結されており、第2サンギア64は出力軸42に連結されている。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 摩擦車式無段変速機構と、遊星歯車変速機構とから構成され、摩擦車式無段変速機構は、入力ディスク、出力ディスク、及び両ディスクによって形成されるトロイド状のみぞ内に両ディスクとの接触状態を可変に設けられる摩擦ローラを有しており、入力ディスクは入力軸と一体に回転するように連結され、遊星歯車変速機構は、第1インターナルギア、第1サンギア、及びダブルピニオン型の第1ピニオンキャリアを有する第1遊星歯車と、第2インターナルギア、第2サンギア、及びシングルピニオン型又はダブルピニオン型の第2ピニオンキャリアを有する第2遊星歯車と、を有しており、第1インターナルギアは静止部に固定されており、第1ピニオンキャリアは上記出力ディスクと連結されており、第1サンギアは第2インターナルギアと連結されており、第2ピニオンキャリアは入力軸と連結されており、第2サンギアは出力軸と連結されていることを特徴とする無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、無段変速機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 従来の摩擦車式無段変速機として、特開平2-163562号公報に示されるものがある。これに示される摩擦車式無段変速機は、回転可能かつ軸方向に移動可能に設けられる第1入力ディスク及び第1出力ディスクと、両ディスクによって形成されるトロイド状のみぞ内に両ディスクと摩擦接触するように配置される1対の第1摩擦ローラとからなる第1無段変速機構と、回転可能かつ軸方向に移動可能に設けられる第2入力ディスク及び第2出力ディスクと、両ディスクによって形成されるトロイド状のみぞ内に両ディスクと摩擦接触するように配置される1対の第2摩擦ローラとからなる第2無段変速機構と、エンジンの回転を第1入力ディスク及び第2入力ディスクに伝達するトルクコンバータと、第1出力ディスクと第2出力ディスクとの間から取り出された回転力を出力軸に伝達するカウンタシャフトと、カウンタシャフトの先端に設けられる前後進検出手段と、摩擦ローラを所定の傾斜位置に駆動可能なアクチュエータと、摩擦ローラの傾斜量をフィードバックしつつアクチュエータに駆動信号を出力する変速制御装置と、無段変速機構への回転力入力経路に設けられる前後進切換手段と、を有している。変速制御装置は、前進専用の第1変速制御装置と後進専用の第2変速制御装置とによって構成される。第1変速制御装置と第2変速制御装置との切り換えは、車両が前進状態にあるか後進状態にあるかを判断する前後進検出手段の結果に基づき制御装置切換手段によって行われる。前進時には第1変速制御装置によりアクチュエータを駆動制御し、一方後進時には

第2制御装置によりアクチュエータを駆動制御する。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、上記従来の摩擦車式無段変速機には、変速比の範囲が0.4～2.5程度しかとれない、また、発進及び前後進の切り換えのためにトルクコンバータや前後進切換装置も必要であるため大型になる、更には出力回転を第1及び第2無段変速機構の間から取り出す構造となっているため、カウンタシャフトも必要となり、変速機全体の径方向の寸法が大きくなるという問題点がある。本発明はこのような課題を解決することを目的としている。

【0004】

【課題を解決するための手段】 本発明は、摩擦車式無段変速機構に2つの遊星歯車からなる遊星歯車変速機構を設けることにより、上記課題を解決する。すなわち本発明による無段変速機は、摩擦車式無段変速機構と、遊星歯車変速機構(24)とから構成され、摩擦車式無段変速機構は、入力ディスク(16、26)、出力ディスク(18、28)、及び両ディスクによって形成されるトロイド状のみぞ内に両ディスクとの接触状態を可変に設けられる摩擦ローラ(20、30)を有しており、入力ディスクは入力軸(10)と一体に回転するように連結され、遊星歯車変速機構は、第1インターナルギア(52)、第1サンギア(54)、及びダブルピニオン型の第1ピニオンキャリア(59)を有する第1遊星歯車(50)と、第2インターナルギア(62)、第2サンギア(64)、及びシングルピニオン型又はダブルピニオン型の第2ピニオンキャリア(68)を有する第2遊星歯車(60)と、を有しており、第1インターナルギアは静止部(40)に固定されており、第1ピニオンキャリアは上記出力ディスクと連結されており、第1サンギアは第2インターナルギアと連結されており、第2ピニオンキャリアは入力軸と連結されており、第2サンギアは出力軸(42)と連結されていることを特徴とする。なお、上記のかつこ内の数字は後述の実施例の対応する部材の符号である。

【0005】

【作用】 第1ピニオンキャリアに入力される回転は摩擦車式無段変速機構によって例えば入力回転1に対して0.5～2.0の範囲で変化する。この第1ピニオンキャリアの回転の変化に応じて、第2サンギアと連結された出力軸は、逆転～停止～正転の回転が与えられる。したがって、摩擦車式無段変速機構の変速比を制御することだけによって、後退、アイドル状態での停止、発進、及びオーバードライブでの走行までを実現することができる。この結果、トルクコンバータ、前後進切換機構などは不要となる。また、入力軸と出力軸を同心に配置することができる。

【0006】

【実施例】 図1に本発明の摩擦車式無段変速機の基本構

3

4

成図を示す。エンジンの回転力が伝達される入力軸10と同心に第1無段変速機構12及び第2無段変速機構14が設けられる。第1無段変速機構12は、第1入力ディスク16と、第1出力ディスク18と、両ディスクによって形成されるトロイド状のみぞ内に両ディスクと摩擦接触するように配置される1対の第1摩擦ローラ20と、を有している。第1入力ディスク16はボールスプライン22を介して入力軸10と一体に回転しかつ軸方向に移動可能である。第1出力ディスク18は入力軸10と同心の遊星歯車変速機構24と後述のように連結される。第2無段変速機構14も、第1無段変速機構12と同様に第2入力ディスク26と、第2出力ディスク28と、両ディスクによって形成されるトロイド状のみぞ内に両ディスクと摩擦接触するように配置される1対の第2摩擦ローラ30とを有している。第2入力ディスク26はボールスプライン32を介して回転軸11と一体に回転しかつ軸方向に移動可能である。なお、回転軸11は入力軸10と一体に回転するように連結されている。第2出力ディスク28は遊星歯車変速機構24と後述のように連結される。なお、第2入力ディスク26及び第2出力ディスク28の配置は第1無段変速機構12とは逆となっている。すなわち、第1無段変速機構12及び第2無段変速機構14は第1出力ディスク18及び第2出力ディスク28が互いに隣接するように配置されている。第1入力ディスク16の外側にはローディングカム装置34が設けられ、これにエンジン回転が入力され、この入力トルクに応じた押圧力がローディングカム装置34及び皿ばね38によって発生する。ローディングカム装置34のカムプレート34aは入力軸10に相対回転可能にはめ合わされるとともにスラストベアリング36を介して入力軸10に取り付けられる。また、第2入力ディスク26とケーシング40の図中右端の壁40aとの間に皿ばね38が設けられる。ローディングカム装置34及び皿ばね38によって発生される押圧力は入力軸10及び回転軸11を介して第1入力ディスク16及び第2入力ディスク26に作用する。

【0007】遊星歯車変速機構24は、第1無段変速機構12と第2無段変速機構14との間に配置され、ダブルピニオン型の第1遊星歯車50とシングルピニオン型の第2遊星歯車60とから構成される。なお、シングルピニオン型遊星歯車とは単一のピニオンギアがインターナルギア及びサンギアの両方とかみ合うものであり、一方ダブルピニオン型遊星歯車とは互いにかみ合う2つのピニオンギアの一方がインターナルギアとかみ合い、他方がサンギアとかみ合うものである。第1遊星歯車50は、第1インターナルギア52と、第1サンギア54と、互いにかみ合う2つの第1ピニオンギア56及び58を支持する第1ピニオンキャリア59と、を有している。第1インターナルギア52は一方の第1ピニオンギア56とかみ合い、第1サンギア54は他方の第1ピニ

10

20

30

40

50

オンギア58とかみ合う。第2遊星歯車60は、第2インターナルギア62と、第2サンギア64と、第2インターナルギア62及び第2サンギア64と同時に噛み合う第2ピニオンギア66を支持する第2ピニオンキャリア68とを有している。第1インターナルギア52はケーシング40に常に固定されており、第1ピニオンキャリア59は第1出力ディスク18及び第2出力ディスク28と連結されている。第1サンギア54は第2遊星歯車60の第2インターナルギア62と連結されている。第2ピニオンキャリア68は入力軸10及び回転軸11と連結されている。第2サンギア64は出力軸42と連結されている。

【0008】図2は遊星歯車の各要素の回転数の関係を示す線図である。一般にシングルピニオン型遊星歯車では、インターナルギア、ピニオンキャリア、及びサンギアの回転数をそれぞれNR、NPC及びNSとし、(サンギアの歯数)/(インターナルギアの歯数)をbとすれば、これらの間には $NR + b \times NS - (1 + b) \times NPC = 0$ の関係式が成立する。したがって、第2インターナルギア62、第2サンギア64、及び第2ピニオンキャリア68の回転数を示す縦軸をそれぞれR2軸、S2軸、及びPC2軸とし、PC2軸をR2軸とS2軸との間に配置し、R2軸とPC2軸との間の距離と、PC2軸とS2軸との間の距離との比をbとなるようにすれば、この座標上における任意の直線とR2軸、PC2軸及びS2軸との交点の座標軸は上述の式に示される関係を満足することになる。一方、ダブルピニオン型遊星歯車では、(サンギアの歯数)/(インターナルギアの歯数)をaとすれば、 $NR - a \times NS - (1 - a) \times NPC = 0$ の関係式が成立する。したがって、第1インターナルギア52、第1サンギア54、及び第1ピニオンキャリア59の回転数を示す縦軸をそれぞれR1軸、S1軸及びPC1軸とし、R1軸をS1軸とPC1軸との間に配置し、R1軸とPC1軸との間の距離と、PC1軸とS1軸との間の距離との比をaとなるようにすれば、上述の式の関係が満足されることになる。なお、第1サンギア54と第2インターナルギア62とは互いに連結されているため、S1軸とR2軸とは同軸上に描かれる。第1インターナルギア52は常に静止部に固定されるためR1軸上に回転数0の点を取り、第2ピニオンキャリア68は入力軸10と連結されるためPC2軸上に回転数1の点を取る。第1ピニオンキャリア59は第1出力ディスク18及び第2出力ディスク28と連結されるため、これらの出力回転数をPC1軸上に取る。第2サンギア64は出力軸42と連結されているため、S2軸上の点出力軸42の出力回転を示す。図2は第1出力ディスク18及び第2出力ディスク28の出力回転数が-0.5から-2の間で変化する場合が示されている。まず、PC1軸上に-0.5の点を取り、R1軸上の0の点と結ぶ。この線とS1軸との交点とPC2軸の

5

回転数1の点とを結び、この線とS2軸との交点を求める。この交点が出力ディスク18及び28の回転数が-0.5のときの出力軸42の回転数を示す。次に、PC1軸上に-2の点を取り、前述と同様に線を結ぶ。この結果から、出力ディスク18及び28の回転数が-0.5のときの出力軸42の回転数は1.8程度となるため、出力軸42は入力軸10よりも増速された状態で回転することになる。また、出力ディスク18及び28の回転数が-2のとき出力軸42の回転数は-0.5となり、出力軸42の回転は入力軸10の回転と逆になるの

で、車は後退することになる。また、出力ディスク18及び28の回転数が約1.6の場合には、出力軸42の回転数は0となる。したがって、無段変速機構の出力回転数を-0.5から-2の間で変化させると、出力軸42は2から-0.5の間で回転することになる。この回転の関係を数式で示すと、 $NS2 = ((1-a)/(a \cdot b)) \times NPC1 + (1/b) + 1$ となる。a及びbの値を変えることにより、上述の回転数はある程度調整することができる。

【0009】上記実施例では第2遊星歯車60はシング

ルピニオン型のものであるが、必ずしもこれに限定され

ず、第2遊星歯車60をダブルピニオン型のものであ

ってもよい。図3に第2遊星歯車60をダブルピニオンに

したときの各要素の回転数の関係を線図として示す。上

記実施例と同様に無段変速機構の出力回転数を-0.5

から-2の間で変化させると、出力軸42の回転数はシ

ングルピニオン型の場合とほぼ同じになる。

【0010】

【発明の効果】以上説明してきたように、本発明によ

ると、摩擦車式無段変速機構に第1遊星歯車と第2遊星

歯車とから構成される遊星歯車変速機構を設けたので、

摩擦車式無段変速機の変速比を制御することによって出

力軸に逆転から正転までの回転を得ることができる。すな

わち、変速比として無限大からオーバードライブまで実

6

現することができ、更には後退も得ることができる。したがって、トルクコンバータや前後進切換装置などが不要になり、また、入力軸と出力軸を同心に配置できるので変速機の径方向寸法を小さくすることができ、この結果、変速機を大幅に小型化することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の摩擦車式無段変速機の一実施例の基本構成図である。

【図2】図1に示す遊星歯車の各要素の回転数の関係を示す線図である。

【図3】別の実施例の遊星歯車の各要素の回転数の関係を示す線図である。

【符号の説明】

- 10 入力軸
- 11 回転軸
- 12 第1無段変速機構
- 14 第2無段変速機構
- 16 第1入力ディスク
- 18 第1出力ディスク
- 20 第1摩擦ローラ
- 24 遊星歯車変速機構
- 26 第2入力ディスク
- 28 第2出力ディスク
- 30 第2摩擦ローラ
- 42 出力軸
- 50 第1遊星歯車
- 52 第1インターナルギア
- 54 第1サンギア
- 59 第1ピニオンキャリア
- 60 第2遊星歯車
- 62 第2インターナルギア
- 64 第2サンギア
- 68 第2ピニオンキャリア

【図3】

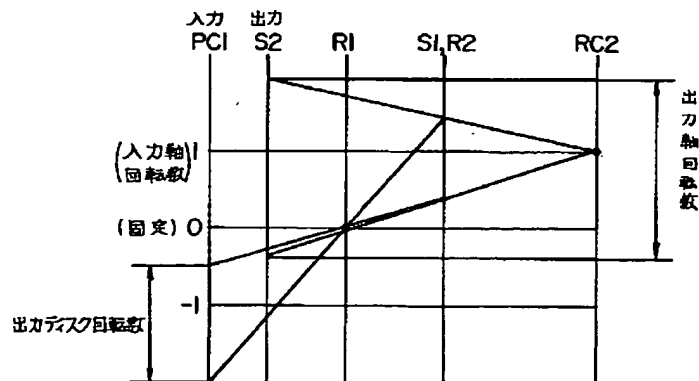


Fig. 1 is a schematic cross-sectional view of a mechanical assembly, likely a transmission or gearbox. The diagram shows the internal components and their interconnections, labeled with numbers and Japanese text:

- 12: 第1無段変速機構 (1st No-step speed change mechanism)
- 14: 第2無段変速機構 (2nd No-step speed change mechanism)
- 16: 第1入力デスク (1st Input desk)
- 18: 第1出力デスク (1st Output desk)
- 20: 第1摩擦ローラ (1st Friction roller)
- 22: 第1摩擦面 (1st Friction surface)
- 24: 第2無段変速機構 (2nd No-step speed change mechanism)
- 26: 第2入力デスク (2nd Input desk)
- 28: 第2出力デスク (2nd Output desk)
- 30: 第2摩擦ローラ (2nd Friction roller)
- 32: 第2摩擦面 (2nd Friction surface)
- 34a: ローディングカム装置 (Loading cam device)
- 36: ローディングカム装置 (Loading cam device)
- 38: 皿ばね (Dish spring)
- 40: 出力軸 (Output shaft)
- 42: 出力軸 (Output shaft)
- 50: 減速歯車 (Reduction gear)
- 52: 減速歯車 (Reduction gear)
- 54: 減速歯車 (Reduction gear)
- 56: 減速歯車 (Reduction gear)
- 58: 減速歯車 (Reduction gear)
- 60: 第2遊星歯車 (2nd Planet gear)
- 62: 第2遊星歯車 (2nd Planet gear)
- 64: 第2遊星歯車 (2nd Planet gear)
- 66: 第2遊星歯車 (2nd Planet gear)
- 68: 第2遊星歯車 (2nd Planet gear)
- II: 回転軸 (Rotating shaft)

PAT-NO: JP404327055A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 04327055 A

TITLE: CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

PUBN-DATE: November 16, 1992

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

OSHITARI, SHUNICHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

NISSAN MOTOR CO LTD

N/A

APPL-NO: JP03119485

APPL-DATE: April 23, 1991

INT-CL (IPC): F16H037/02, F16H015/38

US-CL-CURRENT: 475/216, 476/42

ABSTRACT:

PURPOSE: To realize the gear ratio from reverse rotation to positive rotation and allow the forward/reverse switching only by the control of the gear ratio of a frictional wheel type continuously variable transmission mechanism by combining an epicyclic transmission mechanism with the frictional wheel type continuously variable transmission mechanism.

CONSTITUTION: An epicyclic transmission mechanism 24 consisting of a first epicyclic gear 50 and a second epicyclic gear 60 is provided between a first continuously variable transmission mechanism 12 and a second continuously variable transmission mechanism 14. The first internal gear 52 of the first epicyclic gear 50 is fixed to a static part, a first piston carrier 59 is connected to the output disks 18, 28 of the first and second continuously variable transmission mechanisms, and a first sun gear 54 is connected to the second internal gear 62 of the second epicyclic gear 60. A second piston carrier 68 is connected to an input shaft 1, and a second sun gear 64 is connected to an output shaft 42.